

A1

DRIVING FORCE DISTRIBUTION CONTROL DEVICE FOR FOUR-WHEEL DRIVE VEHICLE

Patent Number: JP4103433
Publication date: 1992-04-06
Inventor(s): SASAKI HIROKI
Applicant(s): NISSAN MOTOR CO LTD
Requested Patent: JP4103433
Application Number: JP19900220752 19900821
Priority Number(s):
IPC Classification: B60K17/348
EC Classification:
Equivalents: JP2646820B2

Abstract

PURPOSE: To improve durability of a transfer and the like and prevent generation of vibration without losing control function against rotating speed difference of front/ rear wheels by correcting a detected value of rotating speed difference of front/rear wheels according to diameter difference of tires and vehicle speed, at detecting mount of different diameter tires, and controlling driving force distribution based on the corrected value.

CONSTITUTION: Rotating speed difference of front/rear wheels is detected by a means (b), vehicle speed is detected by a means (c), and mount of different diameter tires is detected by a means (d). At detecting mount of different diameter tires, tire diameter difference is computed by a means (e). At no detecting of mount of different diameter tires, a coupling force command according to the detected value of front/rear wheel rotating speed difference is output to a torque distributing clutch (a), and at detecting mount of different diameter tires, the coupling force of the clutch (a) is controlled by a means (f) due to corrected speed difference according to the tire diameter difference and the vehicle speed. Hence at detecting mount of different diameter tires, without losing the control function against rotating speed difference, improving durability of a transfer or differential, preventing vibration, and preventing deterioration of fuel consumption is attained.

Data supplied from the esp@cenet database - 12

⑯日本国特許庁(JP)

⑪特許出願公開

⑫公開特許公報(A)

平4-103433

⑬Int.Cl.⁵

B 60 K 17/348

識別記号

庁内整理番号

B

8710-3D

⑭公開 平成4年(1992)4月6日

審査請求 未請求 請求項の数 2 (全9頁)

⑮発明の名称 四輪駆動車の駆動力配分制御装置

⑯特 願 平2-220752

⑰出 願 平2(1990)8月21日

⑱発明者 佐々木 博樹 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社
内

⑲出願人 日産自動車株式会社 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

⑳代理人 弁理士 平田 義則 外1名

明 索田

を制御する駆動力配分制御手段と、

を備えている事を特徴とする四輪駆動車の駆動力配分制御装置。

2) 上記駆動力配分制御手段は、異径タイヤ装着の検出時には、ヤイヤ径差が大で車速が大きいほど大きな前後輪回転速度差不感帯を設定し、前後輪回転速度差検出値から該不感帯を差し引いた値を補正值とする事を特徴とする請求項1記載の四輪駆動車の駆動力配分制御装置。

1. 発明の名称

四輪駆動車の駆動力配分制御装置

2. 特許請求の範囲

1) 前後輪の一方へのエンジン直結駆動系に対し前後輪の他方への駆動系の途中に設けられ、伝達されるエンジン駆動力を外部からの締結力制御で変更可能とするトルク配分用クラッチと、

前後輪の回転速度差を検出する前後輪回転速度差検出手段と、

車速を検出する車速検出手段と、

異径タイヤ装着を検出する異径タイヤ装着検出手段と、

異径タイヤ装着を検出した時にタイヤ径差を演算するタイヤ径差演算手段と、

異径タイヤ装着の非検出時には前後輪回転速度差に応じた締結力指令を前記トルク配分用クラッチへ出力し、異径タイヤ装着の検出時には上記タイヤ径差と車速に応じて補正した前後輪回転速度差に基づいて前記トルク配分用クラッチの締結力

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、前後輪駆動力配分が変更可能な四輪駆動車の駆動力配分割御装置、特に、前後輪異径タイヤ装着対策に関する。

(従来の技術)

従来、四輪駆動車の駆動力配分割御装置としては、例えば、特開昭63-13331号公報に記載されているように、前後輪回転速度差検出手段からの回転速度差検出値に基づきクラッチ締結力を増減させ、エンジン駆動力の前後輪配分を可変とする装置が知られていて、後輪駆動車の長所である操縦性を生かしながら駆動輪スリップを抑制して駆動性能を高める為、前後輪回転速度差（後輪-前輪）とクラッチ締結力（前輪駆動トルク）との関係を、前後輪回転速度差が小さい時には前輪駆動トルクを小さく、前後輪回転速度差が大きくなるに従って前輪駆動トルクが大きくなる特性が得られる設定とし、常に前後輪回転速度差を零に収束させる方向の制御としている。

性が低下したり、燃費の悪化をもたらす等の問題が生じる。

尚、前後輪のタイヤが異径となる原因としては、テンバータイヤ装着時や偏摩耗時やタイヤ空気圧が異なる場合や乗員の増減により輪荷重が変化する場合等があるが、走行時のタイヤ径をみた場合には大なり小なり異径となっている。

また、高速走行時における不快な振動は、実験により確かめられたもので、その原因は明確ではないが少なくともクラッチ締結力の変動ではなく、第8図に示すように、前後輪のタイヤ異径による回転速度差が加わることで大きな回転差のついたままの前後輪を強制的に滑り締結した状態で走行させると駆動系で何らかの共振現象が発生すると考えられる。

本発明は、上述のような問題に着目してなされたもので、前後輪のうち一方にはエンジン駆動力を直接伝達し、他方にはトルク配分用クラッチを介して伝達するトルクスプリット式の四輪駆動車において、異径タイヤ装着検出時に前後輪回転速

(発明が解決しようとする課題)

しかしながら、このような従来の駆動力配分割御装置にあっては、前後輪回転速度差検出値を駆動輪スリップによる前後輪回転速度差とみなし、この検出値に基づきトルク配分用クラッチのクラッチ締結力を制御する装置であり、前後輪のタイヤ異径による回転速度差の影響が考慮されていない為、このタイヤ異径による前後輪回転速度差だけ過剰にクラッチ締結力が付与される。

即ち、第7図に示すように、前後輪回転速度差検出値 ΔV_w は、駆動輪スリップによる前後輪回転速度差 ΔV_s （クラッチ締結により縮小傾向）に、クラッチ締結とは無関係に車速の上昇に応じて大きくなる前後輪のタイヤ異径による回転速度差 ΔV_t を加えた値で出力され、車速に応じて上昇するクラッチ締結力 T_w が付与される。

その結果、特に、高速走行時において不快な上下振動（ブルブル振動）が発生したり、クラッチ滑り（= $\Delta V_s + \Delta V_t$ ）による激しい発熱でトランスファやディファレンシャルの油温が上昇して耐久

度差対応制御の機能を失うことなく、トランスファやディファレンシャルの耐久性向上や振動発生防止や燃費低下防止を図ることを課題とする。

(課題を解決するための手段)

上記課題を解決するため本発明の四輪駆動車の駆動力配分割御装置にあっては、異径タイヤ装着検出時には、前後輪回転速度差検出値からタイヤ径差と車速に応じて補正した前後輪回転速度差により駆動力配分割御を行なう装置とした。

即ち、第1図のクレーム対応図に示すように、前後輪の一方へのエンジン直結駆動系に対し前後輪の他方への駆動系の途中に設けられ、伝達されるエンジン駆動力を外部からの締結力制御で変更可能とするトルク配分用クラッチ a と、前後輪の回転速度差を検出する前後輪回転速度差検出手段 b と、車速を検出する車速検出手段 c と、異径タイヤ装着を検出する異径タイヤ装着検出手段 d と、異径タイヤ装着を検出した時にタイヤ径差を演算するタイヤ径差演算手段 e と、異径タイヤ装着の非検出時には前後輪回転速度差検出値に応じ

た締結力指令を前記トルク配分用クラッチ α へ出力し、異径タイヤ装着の検出時には上記タイヤ径差と車速に応じて補正した前後輪回転速度差に基づいて前記トルク配分用クラッチ α の締結力を制御する駆動力配分制御手段 β とを備えている。

(作用)

高速走行時には、異径タイヤ装着検出手段 δ において、例えば、所定以上のクラッチトルクが所定時間以上連続印加されたかどうかで異径タイヤの装着時か非装着時かが検出される。

異径タイヤ装着の非検出時には、駆動力配分制御手段 β において、前後輪回転速度差検出手段 δ により検出された前後輪回転速度差検出値に応じた締結力指令が出力され、トルク配分用クラッチ α が締結される。

従って、クラッチ締結駆動輪側には駆動輪スリップ情報である前後輪回転速度差検出値に応じたエンジン駆動力が配分される。

一方、異径タイヤ装着の検出時には、タイヤ径差演算手段 ϵ においてタイヤ径差が演算され、車

速検出手段 γ において車速が検出される。

そして、駆動力配分制御手段 β において、前後輪回転速度差検出手段 δ により検出された前後輪回転速度差検出値がタイヤ径差と車速に応じて補正され、この前後輪回転速度差補正值に応じた締結力指令が出力され、トルク配分用クラッチ α が締結される。

従って、クラッチ締結駆動輪側には異径タイヤによる前後輪回転速度差影響分が取り除かれ、異径タイヤ装着の非検出時と同様に、駆動輪スリップ情報と一致する前後輪回転速度差補正值に応じてエンジン駆動力が配分される。

(実施例)

以下、本発明の実施例を図面に基づいて説明する。

第2図は四輪駆動車のトルクスプリット制御システム（駆動力配分制御装置）が適用された駆動系を含む全体システム図であり、まず、構成を説明する。

実施例のトルクスプリット制御システムが適用

される車両は後輪ベースの四輪駆動車で、その駆動系には、エンジン1、トランスミッション2、トランスファ入力軸3、リヤプロペラシャフト4、リヤディファレンシャル5、後輪6、トランスファ出力軸7、フロントプロペラシャフト8、フロントディファレンシャル9、前輪10を備えていて、後輪6へはトランスミッション2を経過してきたエンジン駆動力が直接伝達され、前輪10へは前輪駆動系である前記トランスファ入出力軸3、7間に設けてあるトランスファ11を介して伝達される。

そして、駆動性能と操舵性能の両立を図りながら前後輪の駆動力配分を最適に制御するトルクスプリット制御システムは、湿式多板摩擦クラッチ12 α を内蔵した前記トランスファ11（例えば、先願の特願昭63-325379号の明細書及び図面を参照）と、クラッチ締結力となる制御油圧Pcを発生する制御油圧発生装置20と、制御油圧発生装置20に設けられたソレノイドバルブ28へ各種入力センサ30からの情報に基づいて所定

のディザー電流i_dを出力するトルクスプリットコントローラ40とを備えている。

前記油圧制御装置20は、リリーフスイッチ21により駆動または停止するモータ22と、該モータ22により作動してリザーバタンク23から吸い上げる油圧ポンプ24と、該油圧ポンプ24からのポンプ吐出圧（一次圧）をチェックバルブ25を介して蓄えるアクチュエータ26と、該アクチュエータ26からのライン圧（二次圧）をトルクスプリット制御部40からのソレノイド駆動のディザー電流i_dにより所定の制御油圧Pcに調整するソレノイドバルブ28とを備え、制御油圧Pcの作動油は制御油圧パイプ29を経過してクラッチポートに供給される。

前記各種入力センサ30としては、第3図のシステム電子制御系のブロック図に示すように、左前輪回転センサ30a、右前輪回転センサ30b、左後輪回転センサ30c、右後輪回転センサ30d、第1横加速度センサ30e、第2横加速度センサ30fを有する。

前記トルクスプリット制御部40は、第3図のシステム電子制御系のブロック図に示すように、左前輪速演算回路40a、右前輪速演算回路40b、左後輪速演算回路40c、右後輪速演算回路40d、前輪速演算回路40e、後輪速演算回路40f、回転速度差演算回路40g、締結力演算回路40h、T-i変換回路40i、ディサー電流出力回路40j、横加速度演算回路40k、ゲイン演算回路40m、異径タイヤ装着検出回路40n、タイヤ径差演算回路40p、前後輪回転速度差不感帶設定回路40q、フェイルセーフ回路40rを有する。

尚、図中、A/DはA/D変換器、D/AはD/A変換器である。

また、フェイルセーフ回路40rには警報ランプ50が接続されている。

次に、作用を説明する。

第4図はトルクスプリットコントローラ40で行なわれる前後輪駆動力配分制御作動の流れを示すフローチャートで、以下、各ステップについて

例えば、 $\alpha_n = 1$ で $\beta_n = 10$ とする。

ステップ84では、上記制御ゲイン K_n と前後輪回転速度差検出値 ΔV とによってクラッチトルク $T_{\Delta V}$ が演算される。

ステップ85では、異径タイヤ装着検出フラグFS3が異径タイヤ装着検出を示すFS3=1か異径タイヤ装着非検出を示すFS3=0かが判断される。そして、FS3=0の場合には、ステップ86～ステップ90において、異径タイヤ装着の検出処理が行なわれる。

即ち、ステップ86では、クラッチトルク平均値 $\bar{T}_{\Delta V}$ と車体速平均値 \bar{V}_i とが5secの周期平均により演算され、ステップ87では、クラッチトルク平均値 $\bar{T}_{\Delta V}$ が設定値 \times を超えるかが判断される。そして、ステップ87でYESの場合には、ステップ88において高クラッチトルク判別フラグHTFLG=1とされ、ステップ89でHTFLG=1が5分連続しているかが判断される。つまり、高クラッチトルク条件及び高車速条件を同時に満足

順に説明する。

ステップ80では、左前輪速 V_{wFL} 、右前輪速 V_{wFR} 、左後輪速 V_{wRL} 、右後輪速 V_{wRR} 、第1横加速度 Y_{a1} 、第2横加速度 Y_{a2} が入力される。

ステップ81では、入力処理として、上記左前輪速 V_{wFL} と右前輪速 V_{wFR} との平均値により前輪速 V_{wf} が演算され、上記左後輪速 V_{wRL} と右後輪速 V_{wRR} との平均値により後輪速 V_{wr} が演算され、第1横加速度 Y_{a1} と第2横加速度 Y_{a2} との平均値により横加速度 Y_a が演算され、前輪速 V_{wf} がそのまま車体速 V_i として設定される。

ステップ82では、前輪速 V_{wf} と後輪速 V_{wr} とから前後輪回転速度差検出値 $\Delta V (=V_{wr}-V_{wf})$ （但し、 $\Delta V \geq 0$ ）が演算される。

ステップ83では、前後輪回転速度差検出値 ΔV または前後輪回転速度差補正值 $\Delta V'$ に対するクラッチトルク出力値 $T_{\Delta V_{out}}$ の制御ゲイン K_n が横加速度検出値 Y_a の逆数に基づいて下記の式で演算される。

$$K_n = \alpha_n / Y_a \quad (\text{但し}, K_n \leq B_n)$$

する状態が通常の加速走行ではあり得ない時間である5分以上連続して生じた場合に異径タイヤ装着時であると検出され、ステップ90で異径タイヤ装着検出フラグFS3が異径タイヤ装着検出を示すFS3=1に書き換えられる。

一方、ステップ87の条件を満足しない時には、ステップ91で高クラッチトルク判別フラグHTFLGがHTFLG=0とされ、ステップ92で異径タイヤ装着検出フラグFS3がFS3=0とされ、また、ステップ89での連続条件を満足しない時にもステップ92で異径タイヤ装着検出フラグFS3がFS3=0とされる。

そして、異径タイヤ装着の非検出時には、ステップ93において、ステップ84で求められたクラッチトルク $T_{\Delta V}$ がクラッチトルク出力値 $T_{\Delta V_{out}}$ として設定され、ステップ94において、予め与えられたT-i特性テーブルに基づいてクラッチトルク出力値 $T_{\Delta V_{out}}$ が得られるソレノイド駆動電流 i に変換され、ステップ95において、ソレノイドバルブ28に対しディサー電流 i^* （例えば、

$i \pm 0.1A$ 100Hz) が出力される。

異径タイヤ装着の検出時には、ステップ90からステップ96以降の流れとなる。

ステップ96では、ステップ90での異径タイヤ装着検出を受けて、異径タイヤ装着時であることをドライバーに知らせるべく警報ランプ50を点滅させる。

ステップ97では、前後輪回転速度差検出値 ΔV が正か負か判断され、 $\Delta V < 0$ で駆動輪スリップを原因としないで前後輪回転速度差が発生している場合には、ステップ93以降の減速側通常制御が行なわれる。

ステップ98では、車体速平均値 \bar{V}_t とクラッチトルク平均値 $\bar{T}_{\Delta V}$ に基づいてタイヤ径差 Δr が第5図に示すマップにより検索される。

尚、このマップは、車体速平均値 \bar{V}_t が小さくて、クラッチトルク平均値 $\bar{T}_{\Delta V}$ が大きい場合にタイヤ径差 Δr が大きく、逆の場合にタイヤ径差 Δr が小さいことで計算や実験等で設定される。

$\Delta V'$ に基づいてユニット保護トルク $T_{\Delta V'}$ が下記の式で演算される。

$$T_{\Delta V'} = K_n \cdot \Delta V'$$

ステップ104では、異径タイヤ装着検出後にクラッチトルク $T_{\Delta V}$ のユニット保護トルク $T_{\Delta V'}$ への移行を示すトルク移行フラグF1が移行完了を示すF1=1かどうかが判断される。

そして、F1=0の時にはステップ105へ進み、クラッチトルク出力値 $T_{\Delta V_{out}}$ がユニット保護トルク $T_{\Delta V'}$ 以下かどうかが判断され、 $T_{\Delta V_{out}} > T_{\Delta V'}$ である間は、ステップ106へ進み、今回のクラッチトルク出力値 $T_{\Delta V_{out}}$ から設定トルク T_0 を差し引いた値が次回のクラッチトルク出力値 $T_{\Delta V_{out}}$ と設定される。

即ち、クラッチトルク $T_{\Delta V}$ が制御周期毎に設定トルク T_0 づつ徐々に下げられる。

そして、ステップ106のトルク低下処理を繰り返すことによってクラッチトルク出力値 $T_{\Delta V_{out}}$ がユニット保護トルク $T_{\Delta V'}$ 以下になると、ステップ105からステップ107へ進み、F1=0からF1=

ステップ99及びステップ100では、前後輪回転速度差不感帯 ΔV_{off} の設定ゲイン K_{off} が横加速度検出値 Y_c とタイヤ径差 Δr に基づいて下記の式で演算される。

$$K_o = a_i / Y_c \quad (\text{但し}, Y_c = 0 \text{ の時は} K_o = B_i)$$

$$K_{off} = K_o \cdot \Delta r$$

即ち、設定ゲイン K_{off} は、横加速度検出値 Y_c が大きいほど小さく、タイヤ径差 Δr が大きいほど大きな値に設定される。

ステップ101では、前後輪回転速度差不感帯 ΔV_{off} が、設定ゲイン K_{off} と車体速 V_t により下記の式で演算される。

$$\Delta V_{off} = K_{off} \cdot V_t$$

ステップ102では、前後輪回転速度差補正值 $\Delta V'$ が前後輪回転速度差検出値 ΔV と前後輪回転速度差不感帯 ΔV_{off} により下記の式で演算される。

$$\Delta V' = \Delta V - \Delta V_{off}$$

$$(\text{但し}, \Delta V' \geq 0)$$

ステップ103では、前後輪回転速度差補正值

1に書き換えられ、ステップ108では、ユニット保護トルク $T_{\Delta V'}$ がそのままクラッチトルク出力値 $T_{\Delta V_{out}}$ とされる。

次に、走行時における駆動力配分作用を説明する。

車体速平均値 \bar{V}_t が設定値 V_{Ht} を超える高速走行時には、ステップ86～ステップ89の異径タイヤ装着検出処理において、設定トルク×以上のクラッチトルク平均値 $\bar{T}_{\Delta V}$ が5分以上連続印加されたかどうかで異径タイヤの装着時か非装着時かが検出される。

そして、異径タイヤ装着の非検出時には、ステップ84で求められた前後輪回転速度差検出値 ΔV に応じたクラッチトルク $T_{\Delta V}$ が、ステップ93においてクラッチトルク出力値 $T_{\Delta V_{out}}$ とされ、この $T_{\Delta V_{out}}$ に応じた締結力により温式多板クラッチ11aが締結される（第6図の異径タイヤ装着非検出時特性）。

従って、前輪10側には駆動輪スリップ情報である前後輪回転速度差検出値 ΔV に応じたエンジン

駆動力が配分される。

一方、異径タイヤ装着の検出時には、ステップ108においてタイヤ径差 Δr が演算され、ステップ101において前後輪回転速度差不感帯 ΔV_{off} が設定され、ステップ102において前後輪回転速度差検出値 ΔV から前後輪回転速度差不感帯 ΔV_{off} を差し引いた値が前後輪回転速度差補正值 $\Delta V'$ とされ、ステップ103において前後輪回転速度差補正值 $\Delta V'$ に基づいてユニット保護トルク $T \Delta V'$ が求められ、ステップ108においてこのユニット保護トルク $T \Delta V'$ がクラッチトルク出力値 $T \Delta V_{out}$ とされ、この $T \Delta V_{out}$ に応じた締結力により湿式多板クラッチ11aが締結される(第6図の異径タイヤ装着検出時特性)。

従って、前輪10側には異径タイヤによる前後輪回転速度差影響分が取り除かれ、異径タイヤ装着の非検出時と同様に、駆動輪スリップ情報と一致する前後輪回転速度差補正值 $\Delta V'$ に応じてエンジン駆動力が配分される。

尚、ステップ104～ステップ108のクラッチ

トルク移行処理では、ユニット保護トルク $T \Delta V'$ が設定された場合、不感帯設定前のクラッチトルク $T \Delta V$ から不感帯設定後のユニット保護トルク $T \Delta V'$ に徐々に移行する指令が出力される。

以上説明してきたように実施例の四輪駆動車の駆動力配分割御装置にあっては、下記に列挙する効果が發揮される。

- ① 異径タイヤ装着検出時には、前後輪回転速度差検出値 ΔV からタイヤ径差 Δr と車体速 V_x に応じた前後輪回転速度差不感帯 ΔV_{off} を差し引いた前後輪回転速度差補正值 $\Delta V'$ により駆動力配分割御を行なう装置とした為、異径タイヤ装着検出時に前後輪回転速度差対応制御の機能を失うことなく、トランスファ11やディファレンシャル5, 9の耐久性向上や振動発生防止や燃費低下防止を図ることが出来る。
- ② 異径タイヤ装着検出の前後でのクラッチトルク $T \Delta V$ がユニット保護トルク $T \Delta V'$ に急に低下するのを抑えた為、異径タイヤ装着検出の前後での車両挙動の急変防止を図ることが出来る。

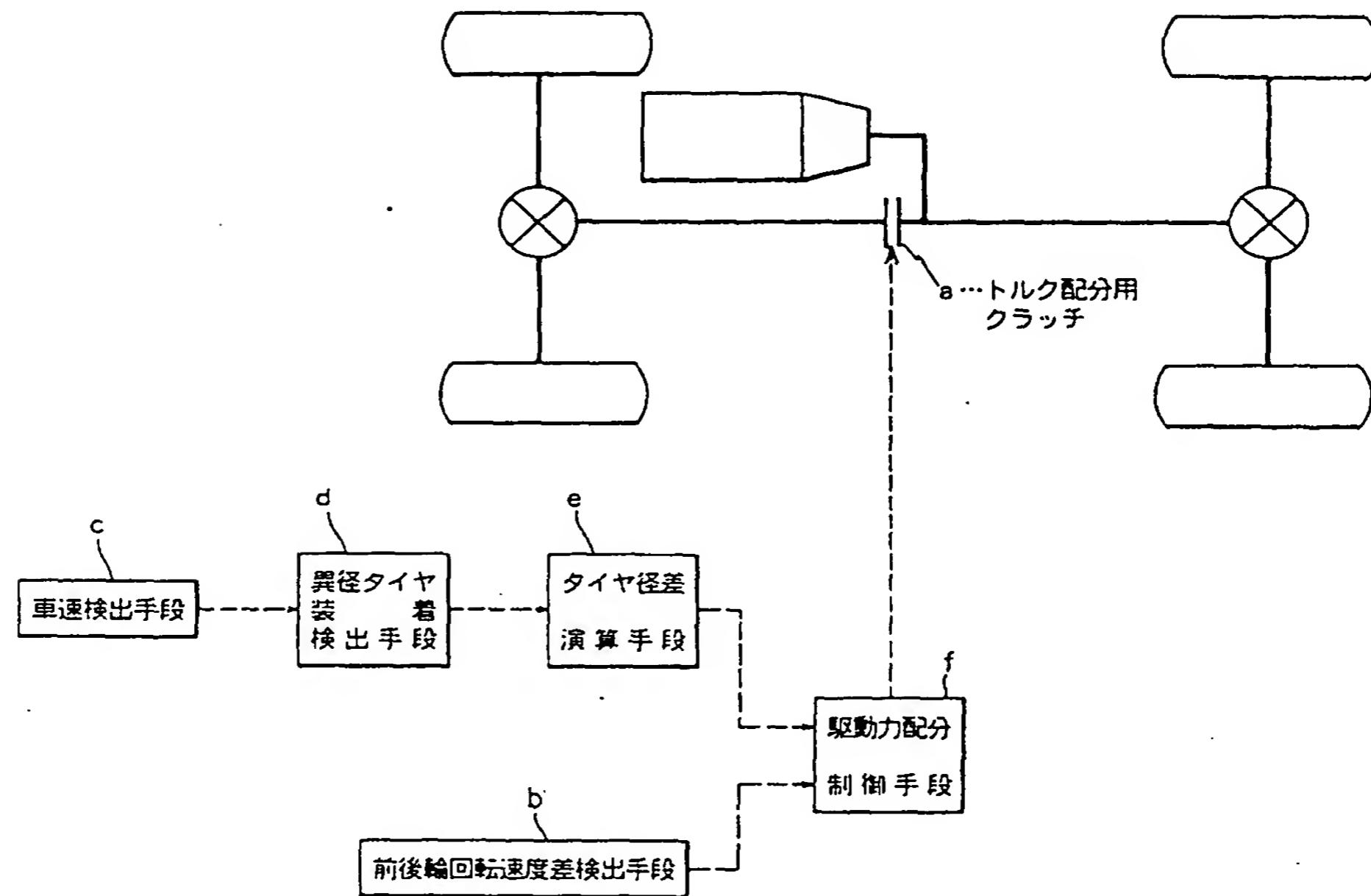
という効果が得られる。

4. 図面の簡単な説明

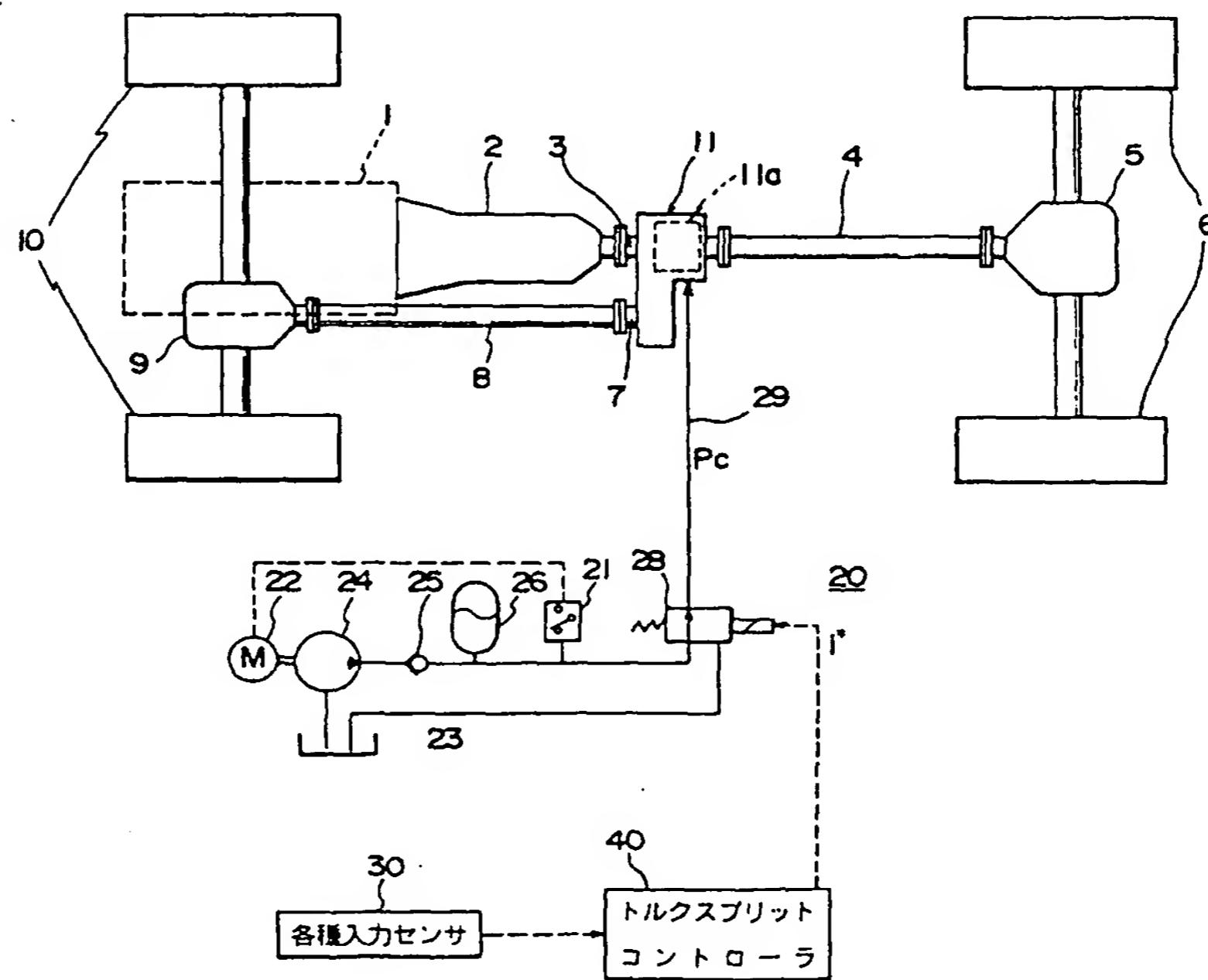
第1図は本発明の四輪駆動車の駆動力配分割御装置を示すフレーム対応図、第2図は実施例のトルクスプリット制御装置(駆動力配分割御装置)を通応した四輪駆動車の駆動系及び制御系を示す全体概略図、第3図は実施例装置に用いられた電子制御系を示すブロック図、第4図は前後輪駆動力配分割御作動を示すフローチャート、第5図はタイヤ径差マップ図、第6図は実施例のトルクスプリット制御装置でのクラッチトルク特性図、第7図は車速に対するクラッチ締結力及び回転速度差特性図、第8図はトルクスプリット式の四輪駆動車での走行状態を示す図である。

- a … トルク配分用クラッチ
- b … 前後輪回転速度差検出手段
- c … 車速検出手段
- d … 異径タイヤ装着検出手段
- e … タイヤ径差演算手段
- f … 駆動力配分割御手段

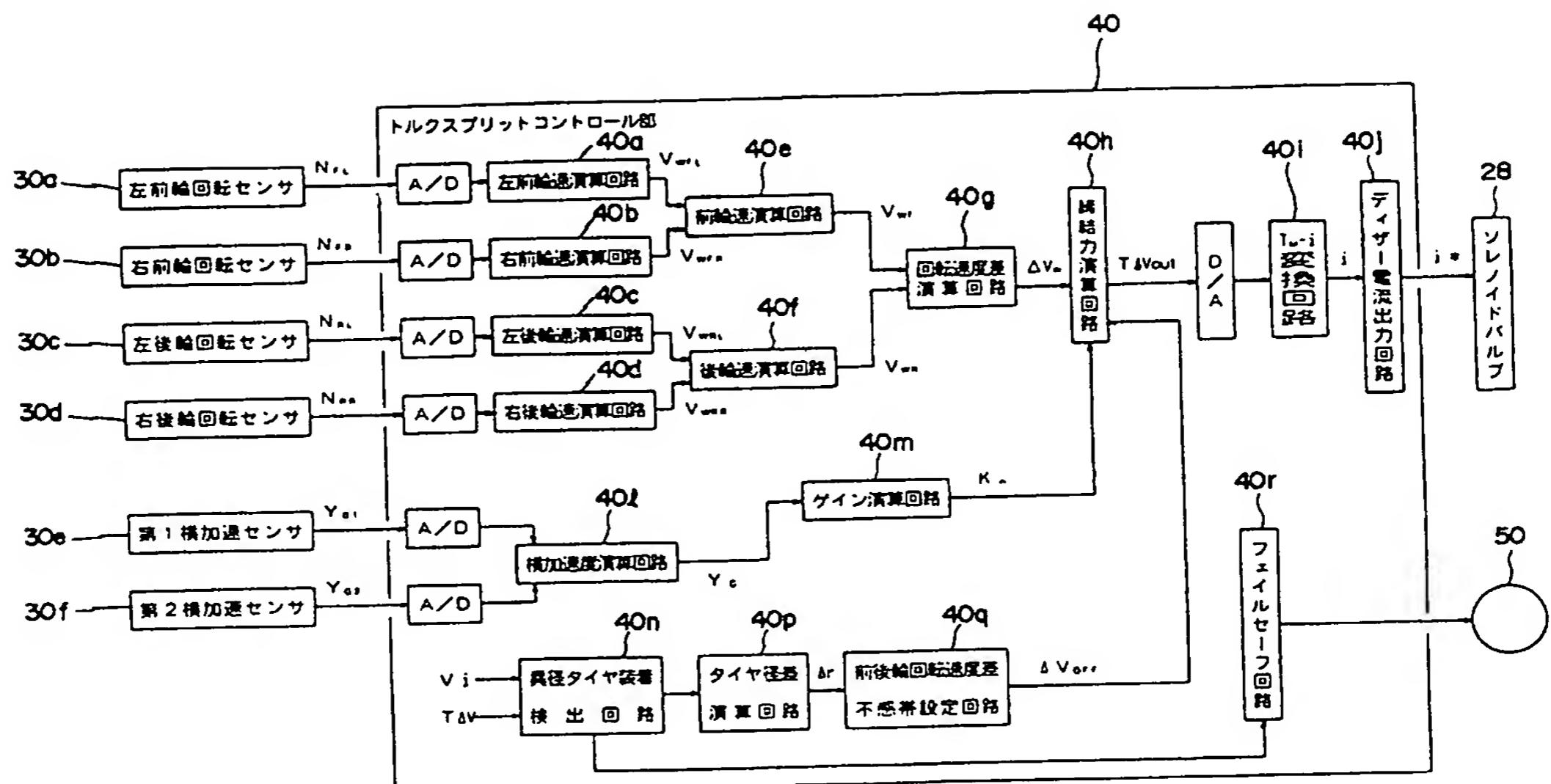
第1図



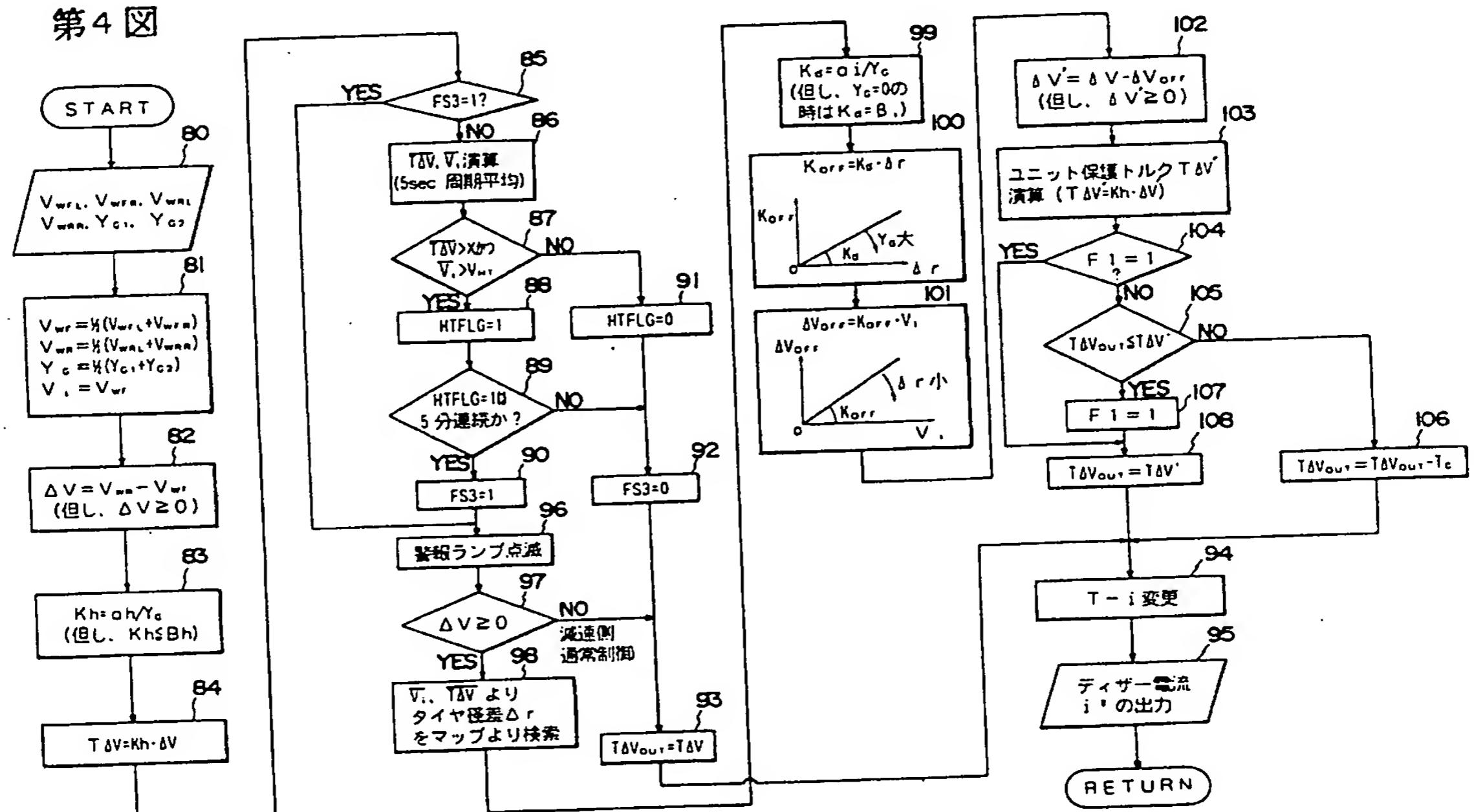
第2図



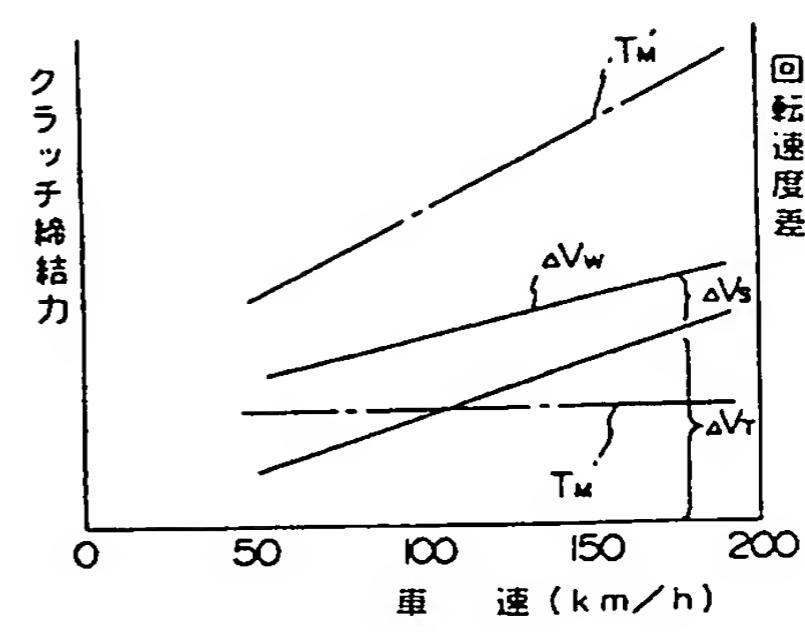
第3図



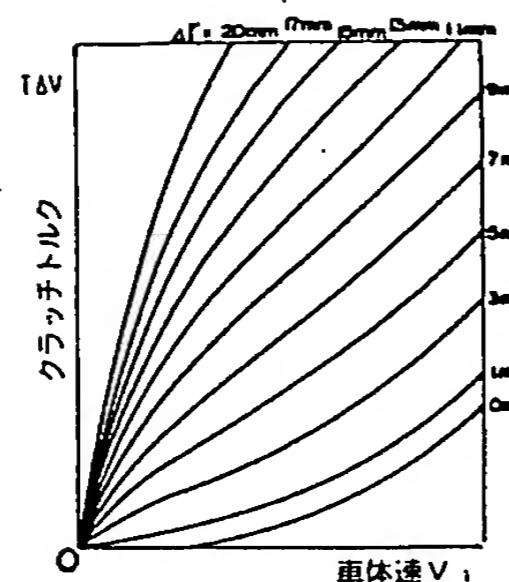
第4図



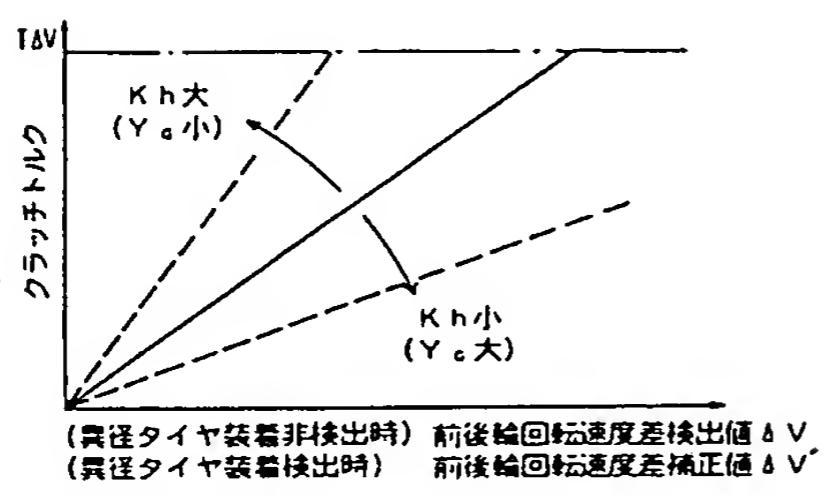
第7図



第5図



第6図



第8図

